

판형 열교환기의 주요 설계인자와 설계프로그램 개발에 관한 고찰

고제현¹ · 박권하[†] · 송영호²

(원고접수일 : 2012년 7월 27일, 원고수정일 : 2012년 10월 31일, 심사완료일 : 2012년 11월 6일)

Study on Design Factor and Design-code Development for Plate Type Heat Exchangers

Jeon-Hyun Ko¹ · Kweon-Ha Park[†] · Young-Ho Song²

요약 : 열교환기는 에너지전달을 필요로 하는 산업분야에 널리 사용되고 있으며 효율이 좋은 판형 열교환기의 비중이 크게 증가되고 있다. 본 연구는 판형열교환기의 최적설계를 위하여 주요설계인자를 분석하고 방정식을 유도하였으며 상용코드와 비교 분석하였다. 판의 쉘브론각에 따른 열전달계수와 압력강하설계식을 도입하였으며 각각의 설계식은 레이놀즈 수의 함수로 표현되었다. 이 설계식을 이용해 쉘브론각이 동일한 판을 사용하였을 경우와 쉘브론각이 다른 두 판을 교차한 경우에 대하여 성능 해석하였으며 상용프로그램의 결과와 비교분석하였다. 성능해석을 한 결과 대류열전달계수는 8%이내, 압력강하는 5%이내의 오차로 만족할 만한 결과를 나타냈다.

주제어 : 대류열전달계수, 총괄열전달계수, 압력강하, 쉘브론각

Abstract: Heat exchanger has been widely used in the industry which needs energy transport, and the application of the plate type heat exchanger having high efficiency has been greatly increased. In this study main design parameters are analyzed and new equations are induced. The induced formulation was compared with a commercial program in order to design an optimal heat exchanger. The equations of heat transfer coefficient and pressure drop for Chevron angles are introduced as functions of Reynolds number. The program implemented the equations is tested with Chevron angle variation. The results show that the convective heat transfer coefficients take errors within 8% and the pressure drops have errors within 5% in the analysis conditions.

Key words: Convective heat transfer coefficient, Overall heat transfer coefficient, Pressure drop, Chevron angle

Nomenclature

ψ : surface area enlargement factor
 A_1 : 판의 면적[m²]
 A_{1P} : 판의 투영면적[m²]
 G_C : 채널당 질량유량[kg/m² s]
 h : 대류열전달계수[W/m² K]
 k : 전도열전달계수[W/m K]

Subscripts

h : hot side
 c : cold side
 I : inlet
 o : outlet
 cal : calculation
 ch : channel

[†] 교신저자(한국해양대학교 기계에너지시스템공학부, E-mail: khpark@hhu.ac.kr, Tel: 051-410-4367)

1 한국해양대학교 기계공학과 대학원, E-mail: goj2132@nate.com, Tel: 051-410-4953

2 ㈜대원열판, E-mail: yhsong@dhpeng.com, Tel: 055-338-4301

1. 서론

식품, 화학, 섬유, 전기, 전자, 플랜트, 조선, 원자력 등 에너지 전달을 필요로 하는 산업분야가 매우 광범위해짐에 따라 열교환기의 중요성이 크게 인식되고 있다. 열교환기 중 물결모양의 판형 열교환기는 기존의 Shell & Tube 열교환기에 비해 높은 열교환 성능을 갖기 때문에 설치면적과 무게를 줄일 수 있으며 오염과 분해조립 등의 이점이 많아 여러 분야에서 이용되고 있다[1].

판형 열교환기는 효과적인 열전달에 비해 압력강하 또한 크기 때문에 압력강하를 결정짓는 마찰계수를 구하기 위한 연구도 활발히 진행되고 있다 [2]. Shah의 논문에서는 폭경비를 다항함수로 정의해서 전체유로에 대해 마찰계수를 구하였다[3].

판형열교환기는 국내의 자체 설계 기술이 부족한 실정이고 대부분 국외기술에 의존하고 있다. 본 연구는 상용프로그램과 견줄만한 기술을 확보하기 위해 Taborek[4]에 의한 실험식을 분석하고 더 정확하게 방정식화하여 설계프로그램을 개선하고자 한다.

2. 설계식의 유도

2.1 판형 열교환기 형상 및 기본설계식

판형열교환기는 물리적인 접촉없이 주름형상의 판 사이에서 대향류로 흐르는 고온과 저온의 유체 간에 열을 전달하며 유체가 새어나가지 못하게 특수 가스켓으로 판 주변을 둘러싸고 판을 여러장 겹쳐 여러 유로를 설정한 열교환기이다. 판은 V자 형태의 웨브론 각을 형성하여 앞뒤 교대로 교차시켜 유체가 지나가는 면적을 넓히고 주름형상으로 인해 난류가 발생하여 큰 열전달을 발생시킨다 [5-6].

주름진 형상의 비는 식 (1)과 같이 같은 주름길이와 판의 수평길이의 비로 정의할 수 있다.

$$\psi = \frac{\text{developed length}}{\text{projected length}} = \frac{A_1}{A_{1p}} \quad (1)$$

Figure 1은 열전달 판의 형상을 나타내며 포트사이의 거리가 L이며 판의 폭은 w이다. 확대된 그림은 두장의 판을 겹친 경우 단면을 나타내며 두 판

사이에 유체가 흘러간다. t는 판의 두께이며 p는 판과 판사이의 피치를 나타낸다.

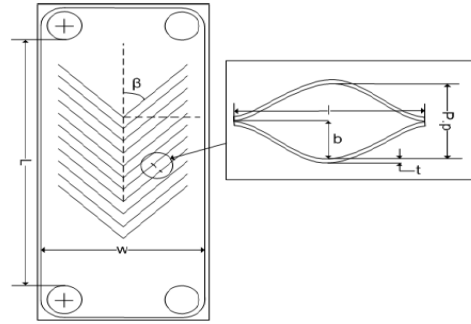


Figure 1: Plate geometry with Chevron angles.

유체가 지나가는 유효직경은 다음과 같다.

$$D_e = \frac{4 \text{channel flow area}}{\text{wetted surface}} = \frac{4A_c}{P_w} \approx \frac{2b}{\psi} \quad (2)$$

패스당 채널수는 다음과 같다.

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p} \quad (3)$$

N_t 는 총 판장수, N_p 는 패스 수이다. 채널당 유속은 다음과 같다.

$$G_c = \frac{\dot{m}}{N_{cp} b L_w} \quad (4)$$

\dot{m} 은 질량유량 b 는 판의 깊이 이다. 무차원수인 레이놀즈수는 아래 식 (5)와 같다

$$Re = \frac{G_c D_e}{\mu} \quad (5)$$

고온부와 저온부의 열전달률식을 식 (6)과 식 (7)을 이용하여 구하였다.

$$Q_h = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (6)$$

$$Q_c = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (7)$$

온도차는 전달면적에 따라 달라지므로 대수평균온도차(LMTD)를 이용한다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (8)$$

대향유동이라 가정하면 온도차는 다음과 같다.

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (9)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (10)$$

총괄열전달계수는 식 (11)로 나타낼 수 있다.

$$U_{cal} = \frac{Q}{A \Delta T_{LMTD}} \quad (11)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} \quad (12)$$

관형 열교환기의 성능을 좌우하는 넛셀수는 다음과 같다.

$$Nu = \frac{h \cdot D_e}{k} \quad (13)$$

채널과 포트에서의 압력강하는 다음과 같다.

$$\Delta P_t = \Delta P_{ch} + \Delta P_p \quad (14)$$

$$\Delta P_c = \frac{2fL_v N_p G_c^2}{\rho D_e} \quad (15)$$

L_v 는 판의 포트와 포트사이의 수직거리이다. 포트에서의 압력강하는 전체 압력강하에 큰 영향을 미치지 않으므로 배제하였다.

Figure 2는 관형열교환기의 성능을 해석하기 위한 flow chart 이다. 조건입력으로는 고온측과 저온측의 유량, 입출구 온도, 패스 및 유로를 결정한다. 초기면적을 구하기 위해서 초기 총괄열전달계수를 입력하고 온도차효과를 크게 하기 위해 대향류의 대수평균온도차를 이용한다. 그리하여 두 유로의 판사이에서 열전달과 압력강하가 일어나며 압력강하는 설계시의 허용압력을 넘지 않는다. 만약 압력강하가 허용압력 초과한다면 초기총괄열전달계수를 감소시켜 판 면적을 증가하고 채널당 유속이 줄어들어 압력강하가 허용압력을 초과하지 않게 반복계산을 수행하며 총괄열전달계수와 압력강하는 다시 계산된다. 즉 관형 열교환기에서 제한된

설계조건에서는 면적을 줄여 채널당 유속을 증가시키면 대류열전달계수가 높아지는 반면 압력강하가 크며, 상대적으로 큰 압력강하를 줄이기 위해서는 판의 면적을 늘려야 한다.

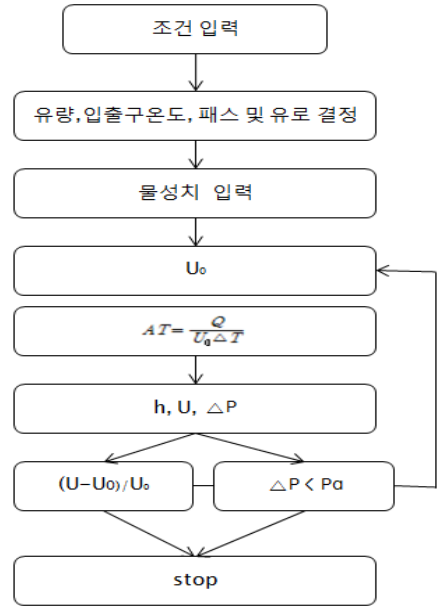


Figure 2: Flow chart

2.2 쉘브론각에 따른 설계식 유도

관형 열교환기에서는 작은 유효직경과 주름 형상에 의해 난류가 쉽게 생성되며 관유동에서의 일반적인 난류생성 기준인 레이놀즈 수 2100 과 달리 레이놀즈 수 1000에서 생성된다. 많은 선행연구자들에 의해 레이놀즈수와 쉘브론 각에 대한 다양한 열전달계수와 마찰계수의 수식을 제시하였다.

Taborek가 제시한 난류영역 내에서의 넛셀수는 다음과 같이 정의하고 있다.

$$Nu = 0.2(Re)^{0.67} Pr^{0.4} (\eta/\eta_{wall})^{0.1} \quad (16)$$

η 는 채널중앙에서의 작동유체 점성계수이다.

식 (16)은 쉘브론각에 따른 넛셀수를 정의하기는 어렵기 때문에 설계시에 쉘브론각에 대한 수식을 정의할 필요가 있다. **Figure 3**은 Taborek의 실험 그래프이며 각각의 쉘브론각에 대한 함수를 Curve Fitting Method을 이용하여 새롭게 정의하였다.

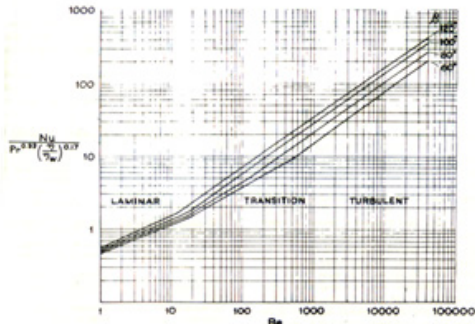


Figure 3: Experimental graph by Taborek

$$\left(Re - \frac{Nu}{Pr^{0.33} (\eta/\eta_w)^{0.17}} \right)$$

Figure 3 에서 주어진 실험치를 Curve Fitting Method를 사용하여 쉘브론 각에 따라 $C \cdot Re^x$ 의 수식으로 표현하였다..

쉘브론 각이 30°인 경우는 식 (17) 과 같다.

$$\frac{Nu}{Pr^{1/3} (u_{bulk}/\mu_{wall})^{0.17}} = 0.1073 Re^{0.7169} \tag{17}$$

쉘브론 각이 40°인 경우는 식 (18) 과 같다.

$$\frac{Nu}{Pr^{1/3} (u_{bulk}/\mu_{wall})^{0.17}} = 0.174 Re^{0.6952} \tag{18}$$

쉘브론 각이 50°인 경우는 식 (19) 과 같다.

$$\frac{Nu}{Pr^{1/3} (u_{bulk}/\mu_{wall})^{0.17}} = 0.2571 Re^{0.685} \tag{19}$$

쉘브론 각이 60°인 경우는 식 (20) 과 같다.

$$\frac{Nu}{Pr^{1/3} (u_{bulk}/\mu_{wall})^{0.17}} = 0.3663 Re^{0.6673} \tag{20}$$

Figure 3의 수식과 식 (17)-(20)의 수식차이는 약 10%이내를 나타냈다.

식 (17)-(20)우향의 식을 종합하여 쉘브론각에 의한 함수로 정의하면 하나의 식 (21)로 나타낼 수 있다.

$$\left(0.3042 \left(\frac{\beta\pi}{180} \right)^{2.086} + 0.02951 \right) Re^{(-0.2392 \left(\frac{\beta\pi}{180} \right)^{0.3133} + 0.9113)} \tag{21}$$

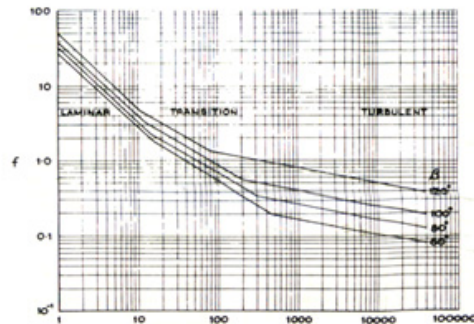


Figure 4: Re - Friction factor given by Taborek

Figure 4는 쉘브론각에 대한 레이놀즈에 따른 마찰계수이다. Taborek는 난류영역 내에서의 마찰계수 수식을 다음과 같이 나타내고 있다.

$$f = \frac{1.17}{Re^{0.27}} \tag{22}$$

식 (22)은 쉘브론각에 대한 설계가 이루어지기 어렵다. 이 또한 Figure 4 를 이용하여 쉘브론 각에 대하여 위의 방법과 동일한 Curve Fitting Method를 이용하여 $C \cdot Re^x$ 형식의 수식으로 새롭게 정의하였다.

쉘브론각이 30°C인 경우는 식 (23) 과 같다.

$$f = 0.7185 Re^{-0.2039} \tag{23}$$

쉘브론각이 40°C인 경우는 식 (24) 과 같다.

$$f = 0.9325 Re^{-0.1832} \tag{24}$$

쉘브론각이 50°C인 경우는 식 (25) 과 같다.

$$f = 1.579 Re^{-0.1993} \tag{25}$$

쉘브론각이 60°C인 경우는 식 (26) 과 같다.

$$f = 3.194 Re^{-0.2001} \tag{26}$$

식 (23)-(26)를 종합하여 마찰계수 수식을 하나의 쉘브론각의 함수로 나타내면 다음의 식 (27)과 같다.

$$f = (1.949 \left(\frac{\beta\pi}{180} \right)^{5.41} + 0.6574) Re^{-0.19} \tag{27}$$

3. 결과 및 고찰

3.1 동일 웨브론각 평가

Table 1: Test condition of Model 1

	Variable	Value	Unit
Geometry	Material	sus316	
	Chevron angle	30~60	°
	Channel width	444.7	mm
	Channel spacing	2.9	mm
	Equivalent diameter	4.79	mm
	Port diameter	140	mm
	Horizontal length	292	mm
	Vertical length	936	mm
	Elargement factor	1.21	mm
	Plate thickness	0.6	mm
	Plate area	0.39	m ²
	Hot side	Temp.in ,Temp.out	80 , 60
Flow rate		200~600	m ³ /hr
Press in		20	kg/cm ²
No.channel/ pass		40/1	
Working fluid		water	
Cold side	Temp.in ,Temp.out	20 , 40	°C
	Flow rate	200~600	m ³ /hr
	Press in	20	kg/cm ²
	No.channel/ pass	40/1	
	Working fluid	water	

Table 1은 동일한 웨브론 각을 갖는 경우의 Model 1에 대한 해석조건을 나타낸다. 유량의 범위는 각 모델의 제한 유량까지 적용하였으며 압력은 판형열교환기가 견딜 수 있는 압력을 최대 약 50bar로 가정하여 그 이하의 적당한 입구압력을 선정하였다. 새로운 대류열전달 수식과 마찰계수 수식을 적용하여 제작한 프로그램을 평가하기 위하여 동일한 해석조건을 상용프로그램과 비교하였다.

Figure 5는 고온측의 대류열전달계수를 나타내었으며 범례의 앞 문자 H와T는 각각 상용코드와 유도된 설계식에 의한 계산을 의미하며 뒤의 숫자는 유량의 단위 m³/hr을 의미한다. 유량을 변화시켜 웨브론각에 따른대류열전달계수 값을 비교하였으며 그 결과 선형적으로 증가하는 경향이 나타나

며 6%이내의 오차를 나타내었다.

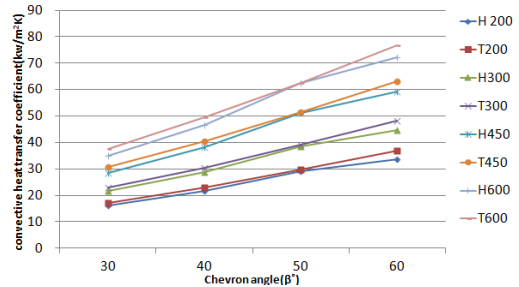


Figure 5: Convective heat transfer coefficient on hot side

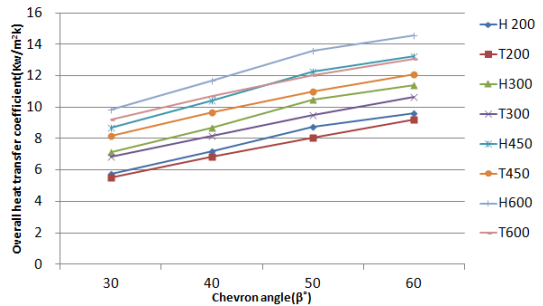


Figure 6: Overall heat transfer coefficient

Figure 6은 웨브론각에 따른 총괄열전달계수를 나타낸 것이다. 웨브론각이 증가하면 총괄열전달계수는 대류열전달계수와 유사하게 선형적으로 증가한다. 유량 200 m³/hr의 경우 3%이하의 작은 오차를 나타내지만 유량이 증가하면 오차가 커지게 되고 600 m³/hr의 유량에서는 8%의 오차를 나타낸다.

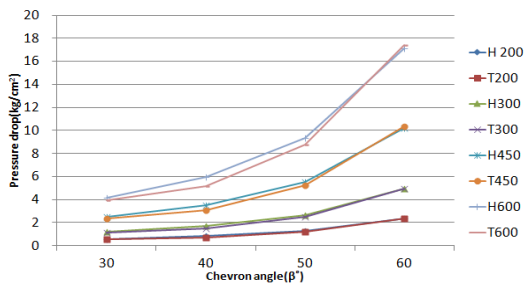


Figure 7: Pressure drop on hot side

Figure 7은 각 유량별로 웨브론 각에 따른 압력

강하 값을 나타낸다. 대류열전달계수의 경우와 달리 급수적으로 압력강하 값이 증가한다. 600 m^3/hr 의 유량에서는 부분적으로 오차가 발생하지만 유량이 적은 200 m^3/hr 인 경우는 거의 오차가 없다.

3.2 상이한 쉐브론각 평가.

Table 2: Test condition of Model 2

	Variable	Value	Unit
Geo metry	Material	sus316	
	Chevron angle	30~60	°
	Channel width	1259.7	mm
	Channel spacing	3.2	mm
	Equivalent diameter	5.289	mm
	Port diameter	510	mm
	Horizontal length	737	mm
	Vertical length	2487	mm
	Elargement factor	1.21	mm
	Plate thickness	0.6	mm
Plate area	2.96	m^2	
Hot side	Temp.in ,Temp.out	80 , 60	°C
	Flow rate	1000~5000	m^3/hr
	Press in	30	kg/cm^2
	No.channel/ pass	150/1	
	Working fluid	water	
Cold side	Temp.in ,Temp.out	20 , 40	°C
	Flow rate	1000~5000	m^3/hr
	Press in	30	kg/cm^2
	No.channel/ pass	150/1	
	Working fluid	water	

Table 2는 쉐브론각이 서로 다른 판을 교차하였을 경우의 Model 2의 해석조건을 나타낸다.

Figure 8은 교차된 쉐브론각의 변화에 따른 대류 열전달계수를 나타낸다. 쉐브론각이 큰 각과 교차할수록 대류열전달계수가 증가함을 알 수 있다. Model 1과 비교하여 판장수와 유량이 크게 증가하였지만 대류열전달계수의 변화는 유사하며 평균오차도 6% 이내로 동일하였다.

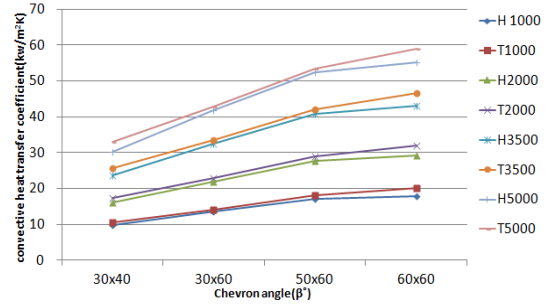


Figure 8: Convective heat transfer coefficient on hot side

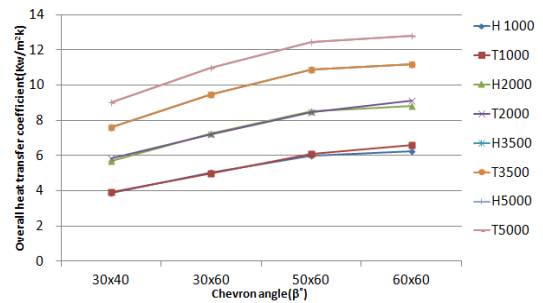


Figure 9: Overall heat transfer coefficient

Figure 9는 상이한 쉐브론 교차각의 증가에 따른 총괄 열전달계수의 변화를 나타낸다. 대류열전달계수와 유사하게 증가하는 경향을 나타내지만 오차는 2% 이내로 크게 줄어들었다.

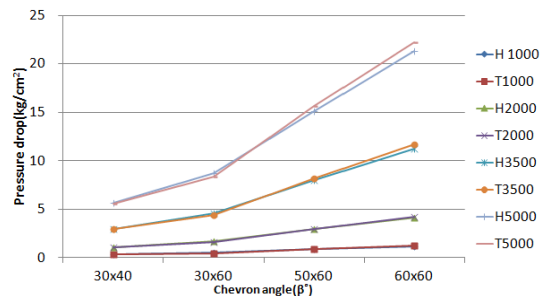


Figure 10: Pressure drop on hot side

Figure 10은 유량을 변화시켜 상이한 쉐브론각 교차에 대한 압력강하의 변화를 나타낸다. Model 1과 유사한 경향을 보이지만 오차는 3% 이내로 크게 줄어들었다.

Table 3: Test conditions of various cases

Model	Working fluid temperature (High<=>Low)	Number of passes (High-Low)	Total number of plates
Model 3	60,40<=>20,30	3-2	49
Model 4	70,50<=>20,30	6-4	97
Model 5	80,60<=>20,40	4-4	65

Table 3은 기타 다른 모델에 적용한 경우이며 해석조건은 각 모델마다 임의의 온도, 판장수, 유로를 선정하였다.

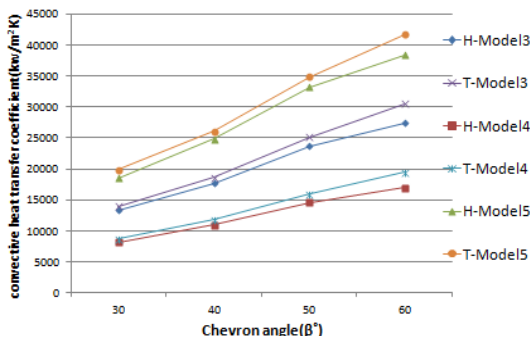


Figure 11: Convective heat transfer coefficient on hot side

Figure 11은 Model 3, 4, 5에 대한 쉘브론각의 변화에 따른 대류열전달계수의 변화를 나타낸다. 쉘브론 각이 큰 경우, 오차가 증가하고 있지만 평균 8% 이내의 오차를 나타냈다.

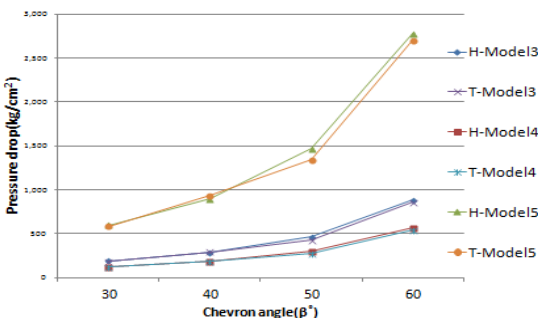


Figure 12: Pressure drop on hot side

Figure 12는 압력강하의 변화를 나타낸다. 모든 경우에 대하여 낮은 오차를 보인다.

4. 결 론

관형열교환기의 최적설계를 위하여 주요설계인자를 분석하여 설계방정식을 유도하였으며 상용코드와 비교분석한 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 유도된 설계방정식을 동일 쉘브론각에 적용한 경우 상용코드의 결과와 8% 이내의 평균오차를 나타냈다.

2) 쉘브론각이 서로 다른 판을 교차한 경우 동일 쉘브론각과 유사한 변화를 나타내지만 오차는 더욱 줄어들었다. 그 이유는 상이한 판끼리의 오차 상쇄로 인한 요인으로 판단되어 진다.

3) 작동유체의 온도와 패스 수 및 판장 수를 복합적으로 변화시킨 경우 역시 8% 이내의 오차를 나타낸다.

이상의 결과를 종합하면 새로 유도된 주요 설계식은 8%이내의 평균오차에서 사용 가능하다고 판단된다.

참고문헌

- [1] J.-H. Park, "Characteristics and applications of plate type heat exchanger", Journal of The Korean Society of Marine Engineering, vol. 33, no. 6, pp. 801-811, 2009 (in Korean).
- [2] Z. H. AYUB, "Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators", Journal of the Heat Transfer Engineering, vol. 24, no. 5, pp. 3-16, 2003.
- [3] R. K Shah, "Laminar flow friction and forced convection heat transfer in ducts of arbitrary geometry", Journal of the Heat and Mass Transfer, vol. 10, no. 7-8, pp. 849-862, 1975.
- [4] J. Taborek, Heat Exchangers, Hemisphere Washington D.C, 1988.
- [5] L. Wang, Plate Heat Exchangers, WIT Press, pp. 52-109, 2007.
- [6] S. Kakac, Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design, CRC Press, pp. 323-348, 1998.